

A4550

1/10/68 Out of office
Translation from German

DAS 1209450

- Linde AG

Appln: 6.6.60

OPI 20.1.66

Steering Device for Stacker Truck

The present invention relates to a steering device for a stacker truck having front wheels preferably driven by hydrostatic motors and steered by the steering device, the wheels being mounted in a bogie pivotable about a vertical axis, and wherein there is an operational relationship between the steering device and the drive operating member which determines travel speed.

In relation to the dimensions of the support area determined by the wheel contact surfaces, stacker trucks frequently have a high centre of gravity, with the combined centre of gravity moving accordingly when a load is raised. Particularly with stacker trucks wherein on the principle of a fifth-wheel coupling with rigid axis, the front wheels are housed in a bogie pivotable about a vertical axis for steering the vehicle, the support area is reduced during movement of the contact surfaces towards each other during movement along a curve, producing increased risk of the stacker truck tipping while moving in a curve.

A stacker truck with an electric drive motor and an electric steering motor is known, wherein the connections between the two motors form an operational relationship, with the steering motor receiving more current when the drive motor is also doing so. The purpose of this device is to permit faster steering at higher travelling speeds, i.e. to emit larger control impulses for the steering. At higher travelling speeds, greater accelerations are therefore applied via the steering to the vehicle, with the result that vehicle stability is reduced.

BEST AVAILABLE COPY

A hydraulic drive for vehicles is also known which comprises a continuously adjustable rotary vane call pump and two rotary vane motors supplied therefrom with pressure fluid, each rotary vane motor acts on a wheel on one side of the vehicle, and the differing rotation speeds, needed for curvilinear movement, in the two rotary vane motors are produced by controllers in dependant on the steering wheel lock. This rotation speed control thus relates only to the speed differences caused by different curve radii, but not to the absolute travelling speed, which is what matters for stability. This type of differential drive wheel speeds control, dependent on steering lock, is also known in a stacker truck, and in a further embodiment a mechanical control cam positively adjusting in dependence on steering wheel setting is used to change the drive wheel speeds.

The aim of the present invention is to provide a steering device of the type initially defined by which the said risk is excluded or at least partly avoided.

To meet this aim, in accordance with the invention the steering device is coupled with a device for limiting the travelling speed in such manner that a deviation of the position of the steered wheels from their straight-ahead travelling position, the maximum possible travelling speed of the stacker truck is reduced. This device for limiting travelling speed may for instance act on the stacker drive motor or its control members. Particularly effective structural possibilities arise however if the stacker truck has a continuously adjustable hydrostatic drive, and the speed limiting device acts thereon.

For any deviation of the steered wheels from the straight-ahead position the travelling speed may be reduced by a set amount. It is particularly advantageous if the maximum travelling speed possible after reduction in dependence on the degree of deviation of the steered wheels from the straight-ahead setting becomes less as the said deviation increases.

The travelling speed limiting device preferably comprises an abutment which moves in dependence on the lock angle of the driven wheels, and limits the maximum possible stroke of the pedal for controlling driving speed. The pedal may act on the speed governor of an I.C. engine or on hydrostatic gearing, which otherwise may be such that the I.C. engine driving this gearing always runs at constant rotation speed, while travelling speed is set by the hydrostatic gearing in proportion to the pedal stroke.

The drawings show as an embodiment of the invention a stacker truck wherein the load carrying and lifting device is mounted in a bogie. In these drawings:

Fig. 1 is a side-view of the stacker truck:

Fig. 2 is a plan view, partly in section of the stacker truck with the front wheels in straight travelling direction:

Fig. 3 is a rear-end view of the truck:

Fig. 4 is in section part of the rear axle construction, in side view,

Fig. 5 is a plan view of the stacker truck, with the front wheels turned through 90 deg. from the straight travelling direction.

The stacker truck has two front wheels 1 and two rear wheels 2. Front wheels 1 are each provided with a hydrostatic drive motor 3. The hydrostatic drive motors are mounted in a bogie 4 pivotable about a vertical axis 5. To the bogie 4 is affixed a lift-mast 6 on which a load supporter 7 is vertically slidable. The lift-mast 6 is connected via a bracket 8 and hinge 9 to the vertical axis 5. A hydraulic cylinder 10 is affixed firstly to the bogie 4 and also to lift-mast 6, and during its length change causes the inclination of lift-mast 6 to change by pivoting about hinge 9. To bogie 4 is affixed a counterweight 11 slidable along two cylinders 12, with the sliding motion at the same time caused by the cylinders 12. The cylinder 12 holds a throttle valve 13 for limiting the maximum possible movement rate of

counterweight 11. On bogie 4 are also mounted vertical cylinders 14 by which support rollers 15 can be lowered to the ground.

For pivotal movement of bogie 4 about the vertical axis 5 there is provided a hydraulic cylinder 16 in which slides a piston 17 whose piston rod 18 engages a chain 19 laid round a cog 20 affixed to vertical axis 5. Also attached to piston rod 18 is a control block 21 which through an abutment 22 limits the maximum possible stroke of pedal 23. Pedal 3 is connected to a hydraulic pump 24 for supplying the hydrostatic drive motors 3 with pressurised oil, and affects the slide of this pump and hence its delivery rate. In the same manner abutment 22 also affects a pedal 25, also connected to pump 24, with operation of pedal 25 pivoting pump 24 to produce forward motion of the stacker truck via the drive motors 3, while operation of pedal 23 pivots the pump 24, actuating the drive motors to move the truck in reverse. Abutment 22 in either case limits the stroke of pedals 23 and 25, so that the pedals can only perform a full stroke when the stacker is moving straight. On pivoting of bogie 4 out of the straight-ahead travel position shown in Fig.2, the greatest possible stroke of pedals 23,25 becomes increasingly limited the further bogie 4 deviates from the straight-ahead position. On turning a steering wheel 28, control sliders (not shown in detail in the drawings) are advanced, causing the hydraulic cylinder 16 to be supplied with oil, so that piston 17 is moved according to the rotation of steering wheel 28, and hence the resultant pivoting of bogie 4 relative to the stacker truck frame 27 always corresponds to the turning of wheel 28.

Pump 24 is actuated from an internal combustion engine 29, as is pump 30 which inter alia supplies cylinders 16 and 20 with pressure oil. Pumps 24, 30 and the engine 29 are mounted on a frame 31, supported in turn on rollers 32 at the truck rear portion 33. Should maintenance work be necessary for the engine 29 or one of the pumps 24 and 30, the frame 31 with these items is removed from the rear portion 33 of the stacker truck.

The rear portion 33 is affixed to a frame 27 by screws 34, and plug couplings for the hydraulic lines are provided adjacent the connecting point between frame 27 and the rear truck portion 33. The connecting conduits between pump 24 and the hydrostatic drive motors 3 are passed via an aperture 26 from the truck frame 27 into the bogie 4. Below counterweight 11 is a support roller 35 which can be projected by a hydraulic cylinder (not shown in the drawings). The rear axis 40 of the truck is pivotally mounted at its centre in the rear portion 33 of the truck, in such fashion that it can slide in vertical guides 36 (see Fig.4). Inside guides 37 is movably disposed a slider 38 having an inclined delivery surface 39. If slider 38 is moved within guides 37 to above the rear axis 35, this is thus set rigidly relative to the truck rear 33, and the stacker is thus made more stable. In particular such fixing of the rear axis 40, swingably mounted at its centre, is necessary when bogie 4 is pivoted through 90 deg. from its straight travelling position, so that the line connecting the support points of front wheels 1 passes below the centre point of rear axis 39.

CLAIMS

1. Steering device for a stacker truck having front wheels preferably driven by hydrostatic motors and steered by the steering device, wherein said wheels are preferably mounted in a bogie pivotable about a vertical axis, and wherein there is an operational relationship between the steering device and the drive-operating member which determines travel speed, characterised in that the steering device is coupled with a device for limiting the travelling speed in such manner that a deviation of the position of the steered wheels from their straight-ahead travelling position, the maximum possible travelling speed of the stacker truck is reduced.
2. Steering device as in Claim 1, characterised in that the highest maximum travelling speed is progressively limited, in dependence on the degree of deviation of the position of the steered wheels from their straight-ahead travelling position to increasingly reduced values as the degree of deviation increases.
3. Steering device as in Claim 1, characterised in that the travelling speed limitation device comprises an abutment which moves in dependence on the lock angle of the steered wheels, and limits the maximum stroke possible for a pedal controlling the travelling speed.

Cited Publications

German Pats. 368963, 921251, 1014032, 1051196,
 1053409, 1060789 and 1064424.
 German DAS: 1049307, 1057534, 1065732.
 German gm 1742577
 French Pat. 1065714
 British Pat. 535597
 U.S.A. Pats. 2167224, 2284237, 2366378, 2503161,
 2522128, 2526613, 2669744 and 2697965.



AUSLEGESCHRIFT

1 209 450

Nummer: 1 209 450
 Aktenzeichen: G 30250 II/63 c
 Anmeldetag: 8. August 1960
 Auslegetag: 20. Januar 1966

1

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Lenkeinrichtung an einem Hubstapler mit vorzugsweise mittels hydrostatischer Motoren angetriebenen und mittels der Lenkeinrichtung gelenkten Vorderrädern, wobei diese vorzugsweise in einem um eine vertikale Achse schwenkbaren Drehgestell gelagert sind und wobei eine Wirkungsverbindung zwischen der Lenkvorrichtung und dem die Fahrgeschwindigkeit bestimmenden Betätigungsglied des Fahrantriebes besteht.

Hubstapler haben häufig einen im Verhältnis zu den Abmessungen der durch die Aufstandspunkte der Räder bestimmten Aufstandsfläche hochliegenden Schwerpunkt, wobei sich der Gesamtschwerpunkt beim Anheben einer aufgenommenen Last entsprechend verlagert. Insbesondere bei solchen Hubstaplern, bei denen die Vorderräder nach dem Prinzip einer Drehschemellenkung mit starrer Achse in einem für das Lenken des Fahrzeuges um eine vertikale Achse schwenkbarem Drehgestell gelagert sind, verkleinert sich bei einer Kurvenfahrt durch die Verschiebung der Radaufstandspunkte zueinander die Aufstandsfläche, so daß eine erhöhte Gefahr gegeben ist, daß der Hubstapler beim Durchfahren einer Kurve kippt.

Es ist ein Hubstapler mit einem elektrischen Fahrtriebsmotor und mit einem elektrischen Steuerungsmotor bekannt, in dem schaltungsmäßig zwischen den beiden genannten Motoren eine Wirkungsverbindung hergestellt ist, so daß der Steuerungsmotor mehr Strom erhält, wenn auch der Fahrmotor mehr Strom aufnimmt. Diese Einrichtung dient dem Zweck, bei höherer Fahrgeschwindigkeit das Fahrzeug schneller steuern zu können, d. h. größere Steuerimpulse für die Lenkung abzugeben. Bei höherer Fahrgeschwindigkeit wirken also größere Beschleunigungen über die Steuerung auf das Fahrzeug ein, die dazu führen, daß die Standsicherheit des Fahrzeuges vermindert wird.

Es ist ferner ein hydrostatisches Getriebe für Kraftfahrzeuge bekannt, das aus einer stufenlos verstellbaren Drehflügelpumpe und zwei von ihr mit Druckflüssigkeit versorgten Drehflügelmotoren besteht, wobei jeder Drehflügelmotor auf ein Rad einer Seite des Kraftfahrzeuges einwirkt und bei dem die für eine Kurvenfahrt erforderlichen unterschiedlichen Drehzahlen der beiden Drehflügelmotoren in Abhängigkeit vom Lenkradeinschlag durch Steuerorgane geregelt werden. Diese Drehzahlsteuerung bezieht sich somit nur auf die durch die unterschiedlichen Kurvenradien bedingten Drehzahlunterschiede, nicht auf die absolute Fahrgeschwindigkeit, die für die Stand-

Lenkeinrichtung für einen Hubstapler

Anmelder:

Linde Aktiengesellschaft,
 Wiesbaden, Hildastr. 2-10

Als Erfinder benannt:

Hans Mehlmann, Hösbach bei Aschaffenburg --

2

sicherheit maßgebend ist. Eine derartige Steuerung unterschiedlicher Drehzahlen der Treibräder, abhängig vom Lenkradausschlag, ist auch bei einem Hubstapler bekannt, bei dem in Weiterausgestaltung eine in Funktion der Lenkradstellung zwangsläufig sich verstellende mechanische Steuerkurve für die Geschwindigkeitsveränderung der Treibräder vorgesehen ist.

Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht darin, eine Lenkeinrichtung der eingangs angegebenen Art zu schaffen, mit deren Hilfe die genannte Gefahr ausgeschaltet oder zumindest teilweise beseitigt wird.

Als Lösung dieser Aufgabe ist gemäß der Erfindung die Lenkeinrichtung mit einer Einrichtung zum Begrenzen der Fahrgeschwindigkeit derart verbunden, daß bei einer Abweichung der Lage der gelenkten Räder von ihrer Geradeausfahrlage die höchstmögliche Fahrgeschwindigkeit des Hubstaplers begrenzt wird. Eine solche Einrichtung zum Begrenzen der Fahrgeschwindigkeit kann beispielsweise auf den den Hubstapler antreibenden Motor bzw. dessen Steuerungsorgane einwirken. Besonders günstige konstruktive Möglichkeiten ergeben sich jedoch, wenn der Hubstapler mit einem stufenlos regelbaren hydrostatischen Antrieb versehen ist und die Fahrgeschwindigkeitsbegrenzungseinrichtung auf diesen einwirkt.

Es kann vorgesehen sein, daß bei jeder Abweichung der gelenkten Räder von der Geradeausfahrlage die Fahrgeschwindigkeit um ein bestimmtes Maß herabgesetzt wird. Besonders vorteilhaft ist es, wenn die höchstmögliche Fahrgeschwindigkeit stetig abhängig von dem Maß der Abweichung der Lage der gelenkten Räder von der Geradeausfahrlage auf um so kleinere Werte begrenzt wird, je größer die genannte Abweichung ist.

Zweckmäßigerweise besteht die Fahrgeschwindigkeitsbegrenzungseinrichtung aus einem Anschlag, der in Abhängigkeit von dem Lenkeinschlagwinkel der

gelenkten Räder verschiebbar ist und der den größtmöglichen Ausschlag der die Fahrgeschwindigkeit regulierenden Fußhebel begrenzt. Dabei kann der Fußhebel auf den Drehzahlregler einer Brennkraftmaschine einwirken oder auf ein hydrostatisches Getriebe, welches im übrigen so eingerichtet werden kann, daß die dieses hydrostatische Getriebe treibende Brennkraftmaschine stets mit konstanter Drehzahl läuft, während die Fahrgeschwindigkeit über das hydrostatische Getriebe proportional dem Ausschlag der Pedale eingestellt wird.

In der Zeichnung ist als Ausführungsbeispiel gemäß der Erfindung ein Hubstapler dargestellt, bei dem die Lastaufnahme- und Hubvorrichtung an einem Drehgestell angeordnet ist. Es zeigt

Fig. 1 eine Seitenansicht des Hubstaplers,

Fig. 2 teilweise im Schnitt eine Draufsicht auf den Hubstapler bei Geradeausfahrlage der Vorderräder,

Fig. 3 eine Ansicht der Rückseite des Hubstaplers,

Fig. 4 im Schnitt einen Ausschnitt aus einem Teil der Hinterachskonstruktion in Seitenansicht und

Fig. 5 eine Draufsicht auf den Hubstapler, wobei die Vorderräder gegenüber der Geradeausfahrlage um 90° geschwenkt sind.

Der Hubstapler ist mit zwei Vorderrädern 1 und zwei Hinterrädern 2 versehen. Die Vorderräder 1 sind mit je einem hydrostatischen Antriebsmotor 3 verbunden. Die hydrostatischen Antriebsmotoren 3 sind in einem Drehgestell 4 gelagert, welches um eine vertikale Achse 5 schwenkbar ist. An dem Drehgestell 4 ist ein Hubmast 6 befestigt, an welchem eine Lastaufnahmevorrichtung 7 vertikal verschiebbar ist. Der Hubmast 6 ist über eine Stütze 8 in einem Gelenk 9 mit der vertikalen Achse 5 verbunden. Ein Hydraulikzylinder 10 ist einerseits an dem Drehgestell 4 und andererseits an dem Hubmast 6 befestigt und bewirkt bei seiner Längenänderung eine Änderung der Neigung des Hubmastes 6 durch Schwenken um das Gelenk 9. An dem Drehgestell 4 ist ein Gegengewicht 11 befestigt, und zwar ist das Gegengewicht 11 längs zweier Zylinder 12 verschieblich, wobei die Verschiebewegung gleichzeitig durch die Zylinder 12 bewirkt wird. Zum Begrenzen der größtmöglichen Verschiebegeschwindigkeit des Gegengewichtes 11 ist in dem Zylinder 12 ein Drosselventil 13 vorgesehen. An dem Drehgestell 4 sind weiterhin vertikale Zylinder 14 angeordnet, durch welche Stützrollen 15 auf den Boden abgesenkt werden können. Für die Schwenkbewegung des Drehgestells 4 um die vertikale Achse 5 ist ein Hydraulikzylinder 16 vorgesehen, in dem ein Kolben 17 gleitet, der mit seiner Kolbenstange 18 an einer Kette 19 angreift, die um ein Kettenrad 20 gelegt ist, welches mit der vertikalen Achse 5 fest verbunden ist. Mit der Kolbenstange 18 ist weiterhin ein Steuerblock 21 verbunden, welcher über einen Anschlag 22 den größtmöglichen Ausschlag des Fußhebels 23 begrenzt. Der Fußhebel 23 ist mit einer Hydraulikpumpe 24 verbunden, durch welche die hydrostatischen Antriebsmotoren 3 mit Drucköl beaufschlagt werden, und beeinflusst die Neigung dieser Pumpe und damit deren Fördermenge. Der Anschlag 22 beeinflusst in eben demselben Sinne auch einen Fußhebel 25, der ebenfalls mit der Pumpe 24 verbunden ist, wobei durch ein Durchtreten des Fußhebels 25 die Pumpe 24 derart verschwenkt wird, daß sie Vorwärtsfahrt des Hubstaplers über die hydrostatischen Antriebsmotoren 3 bewirkt, während das Durchtreten des

Fußhebels 23 die Pumpe 24 derart verschwenkt, daß die hydrostatischen Antriebsmotoren 3 derart beaufschlagt werden, daß sie eine Rückwärtsfahrt des Hubstaplers bewirken. Durch den Anschlag 22 wird jeweils das Durchtreten der Fußhebel 23 und 25 begrenzt, und zwar derart, daß diese Hebel nur bei Geradeausfahrt des Hubstaplers voll durchgetreten werden können, während beim Schwenken des Drehgestells 4 aus der in Fig. 2 dargestellten Geradeausfahrlage heraus das größtmögliche Durchtreten der Hebel 23 und 25 um so mehr begrenzt wird, je weiter das Drehgestell 4 aus der Geradeausfahrlage herausgeschwenkt wird. Durch Verdrehen eines Lenkrades 28 werden in der Zeichnung im einzelnen nicht dargestellte Steuerschieber verschoben, die bewirken, daß der Hydraulikzylinder 16 derart mit Drucköl beaufschlagt wird, daß der Kolben 17 entsprechend der Verdrehung des Lenkrades 28 verschoben wird, so daß die dadurch bedingte Schwenkung des Drehgestells 4 gegenüber dem Rahmen 27 des Hubstaplers stets der Verdrehung des Lenkrades 28 entspricht.

Die Pumpe 24 wird von einer Brennkraftmaschine 29 aus angetrieben, ebenso die Pumpe 30, welche unter anderem die Zylinder 16 und 12 mit Drucköl versorgt. Die Pumpen 24 und 30 sowie die Brennkraftmaschine 29 sind auf einem Rahmen 31 gelagert, der seinerseits auf Rollen 32 im Hinterteil 33 des Hubstaplers gelagert ist. Sollen an der Brennkraftmaschine 29 oder einer der Pumpen 24 oder 30 Wartungsarbeiten vorgenommen werden, wird der Rahmen 31 mit diesen Geräten aus dem Hinterteil 33 des Hubstaplers herausgezogen. Das Hinterteil 33 des Hubstaplers ist mit einem Rahmen 27 durch Schrauben 34 verbunden, wobei in der Nähe der Verbindungsstelle zwischen dem Rahmen 27 und dem Hinterteil 33 des Hubstaplers Steckverbindungen für die Hydraulikleitungen vorgesehen sind. Die Verbindungsleitungen zwischen der Pumpe 24 und den hydrostatischen Antriebsmotoren 3 werden an einer Durchführung 26 von dem Rahmen 27 des Hubstaplers aus in das Drehgestell 4 übergeführt. Unter dem Gegengewicht 11 ist eine Stützrolle 35 vorgesehen, welche über einen in der Zeichnung nicht dargestellten Hydraulikzylinder ausfahrbar ist. Die Hinterachse 40 des Hubstaplers ist in ihrer Mitte schwenkbar in dem Hinterteil 33 des Hubstaplers gelagert, und zwar derart, daß sie in vertikalen Führungen 36 verschiebbar ist (s. Fig. 4). Innerhalb von Führungen 37 ist ein Gleitstück 38 verschiebbar angeordnet, welches mit einer schrägen Auflauffläche 39 versehen ist. Wird das Gleitstück 38 innerhalb der Führungen 37 bis oberhalb der Hinterachse 35 verschoben, so ist diese dadurch starr gegenüber dem Hinterteil 33 des Hubstaplers festgelegt. Dadurch erhält der Hubstapler eine größere Standsicherheit. Insbesondere ist ein solches Festlegen der in ihrer Mitte pendelnd gelagerten Hinterachse 40 dann erforderlich, wenn das Drehgestell 4 um 90° gegenüber der Geradeausfahrlage geschwenkt ist, so daß die Verbindungslinie der Aufstandspunkte der Vorderräder 1 unter den Mittelpunkt der Hinterachse 35 hindurchläuft.

Patentansprüche:

1. Lenkeinrichtung an einem Hubstapler mit vorzugsweise mittels hydrostatischer Motoren angetriebenen und mit mittels der Lenkeinrichtung gelenkten Vorderrädern, wobei diese vorzugsweise in einem um eine vertikale Achse schwenk-

baren Drehgestell gelagert sind und wobei eine Lenkungsverbindung zwischen der Lenkvorrichtung und dem die Fahrgeschwindigkeit bestimmenden Betätigungsglied des Fahrtriebes besteht, dadurch gekennzeichnet, daß die Lenkeinrichtung mit einer Einrichtung zum Begrenzen der Fahrgeschwindigkeit derart verbunden ist, daß bei einer Abweichung der Lage der gelenkten Räder von der Geradeausfahrlage die höchstmögliche Fahrgeschwindigkeit des Hubstaplers begrenzt wird.

2. Lenkeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die höchstmögliche Fahrgeschwindigkeit stetig abhängig von dem Maß der Abweichung der Lage der gelenkten Räder von der Geradeausfahrlage auf um so kleinere Werte begrenzt wird, je größer die genannte Abweichung ist.

3. Lenkeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fahrgeschwindigkeit-

begrenzungseinrichtung aus einem Anschlag besteht, der in Abhängigkeit von dem Lenkeinschlagwinkel der gelenkten Räder verschiebbar ist und den größtmöglichen Ausschlag der die Fahrgeschwindigkeit regulierenden Fußhebel begrenzt.

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Patentschriften Nr. 868 963, 921 251, 1 014 032, 1 051 196, 1 053 409, 1 060 789, 1 064 424;
deutsche Auslegeschriften Nr. 1 049 307, 1 057 534, 1 065 732;
deutsches Gebrauchsmuster Nr. 1 742 577;
französische Patentschrift Nr. 1 065 714;
britische Patentschrift Nr. 535 597;
USA.-Patentschriften Nr. 2 167 224, 2 284 237, 2 366 378, 2 503 181, 2 522 128, 2 526 613, 2 869 744, 2 897 985.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

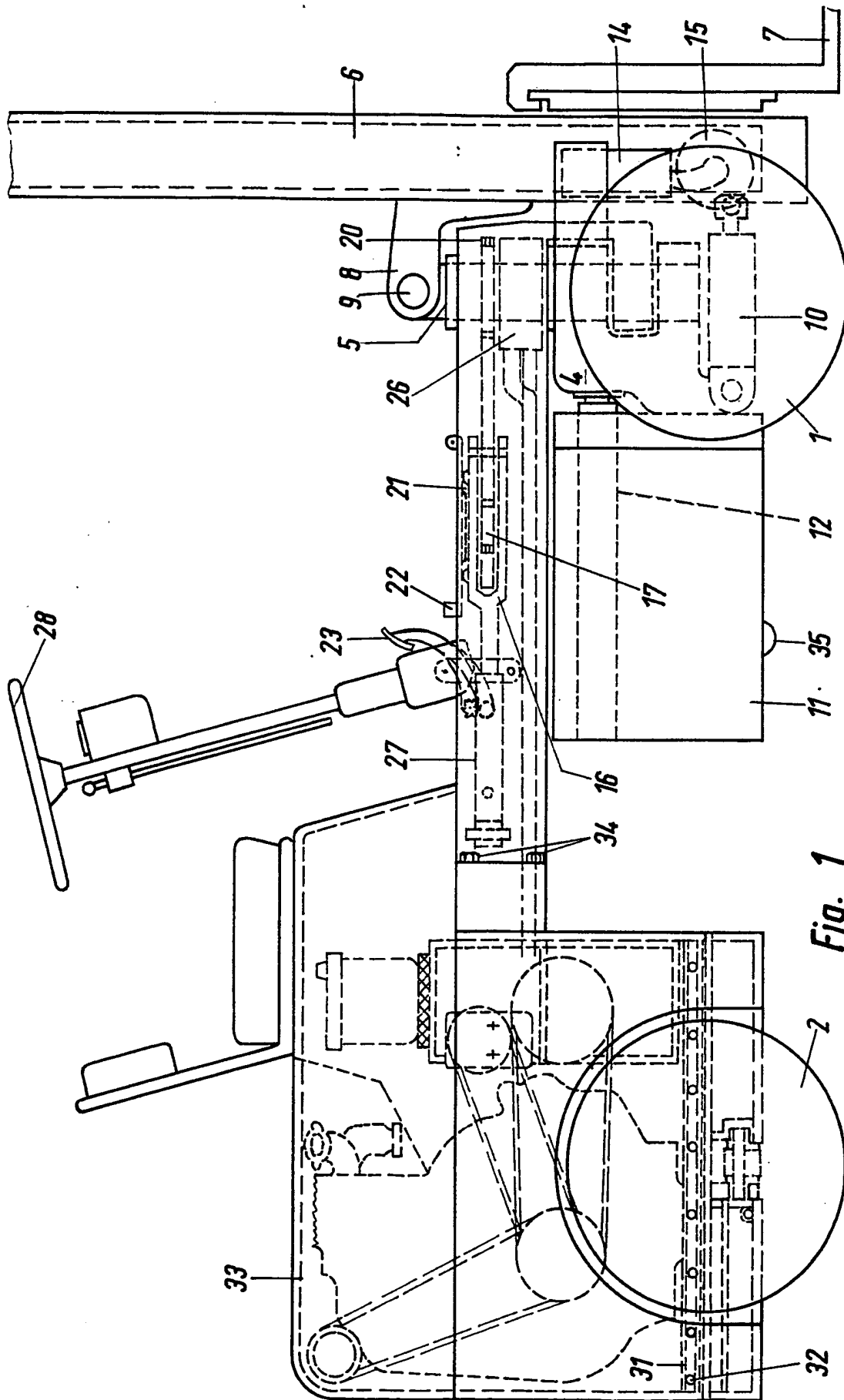


Fig. 1

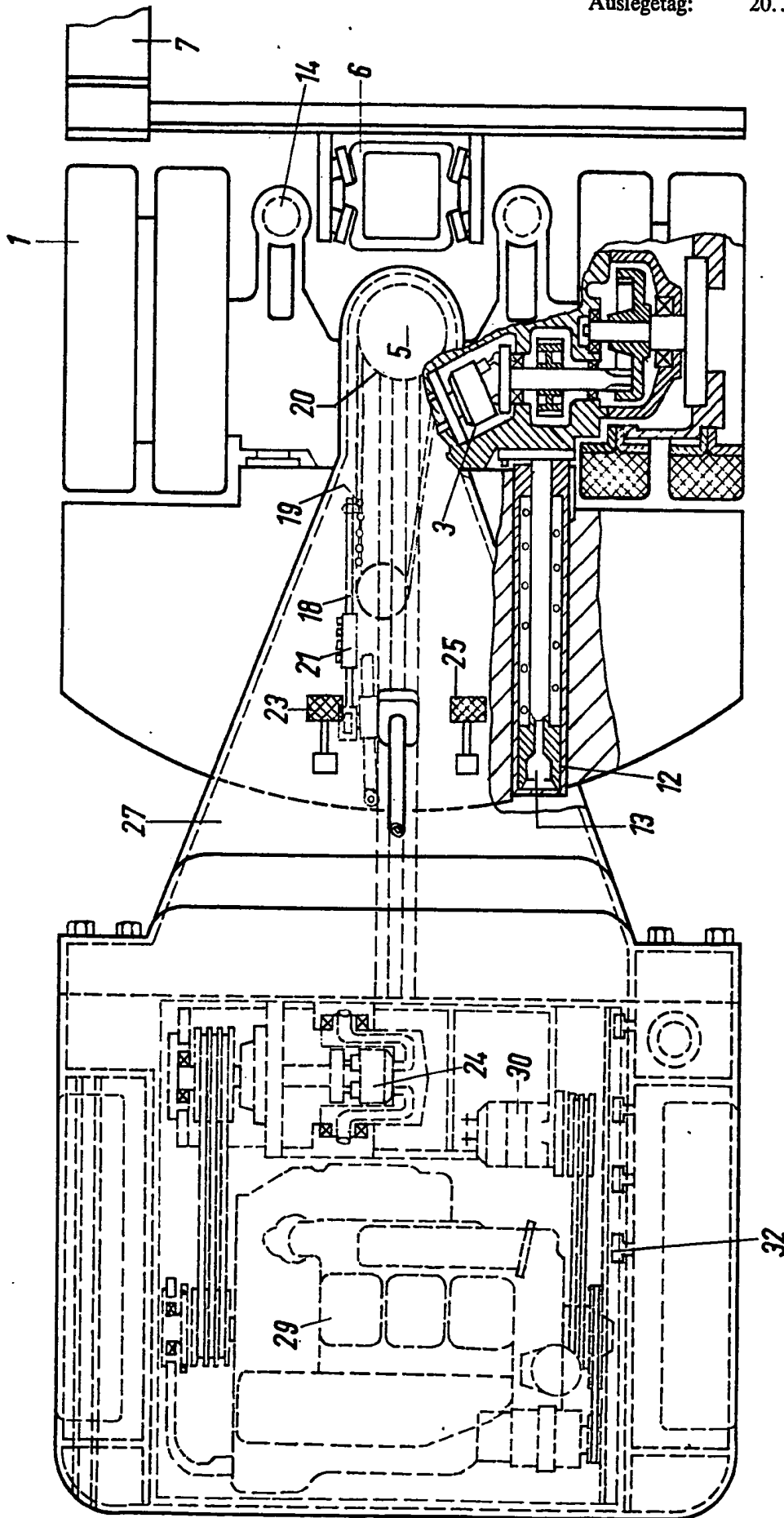


Fig. 2

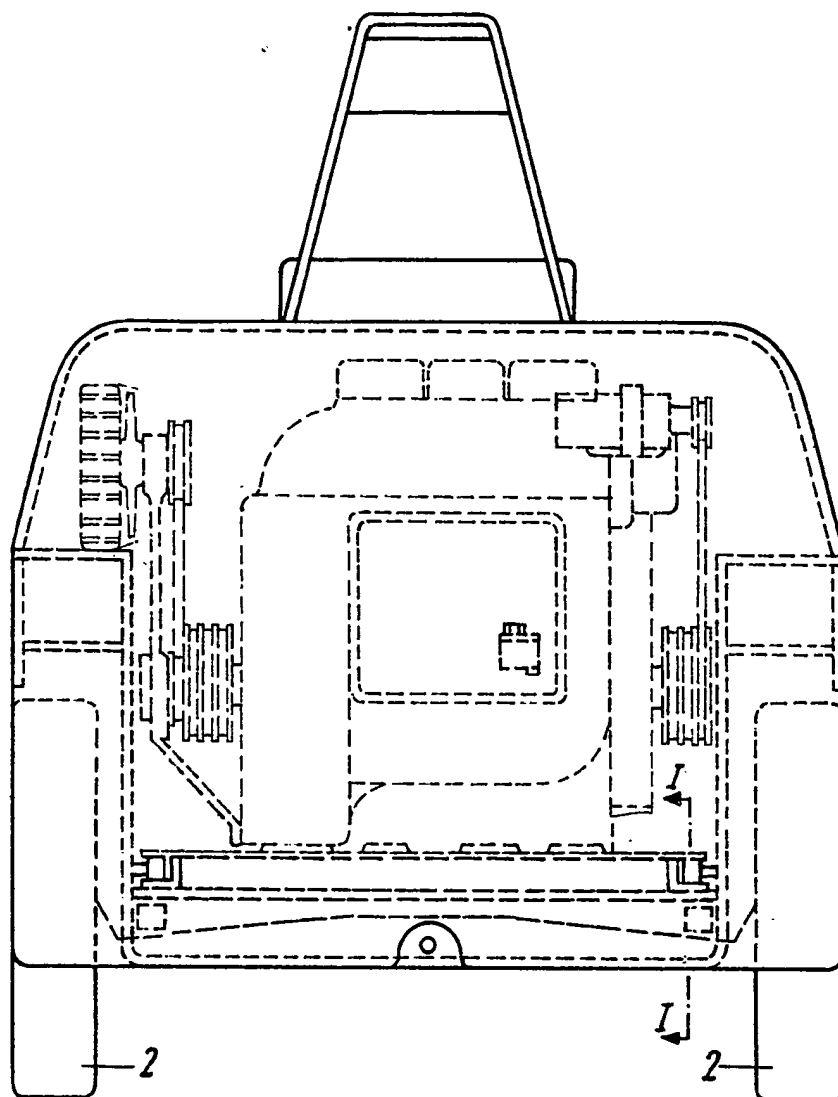


Fig. 3

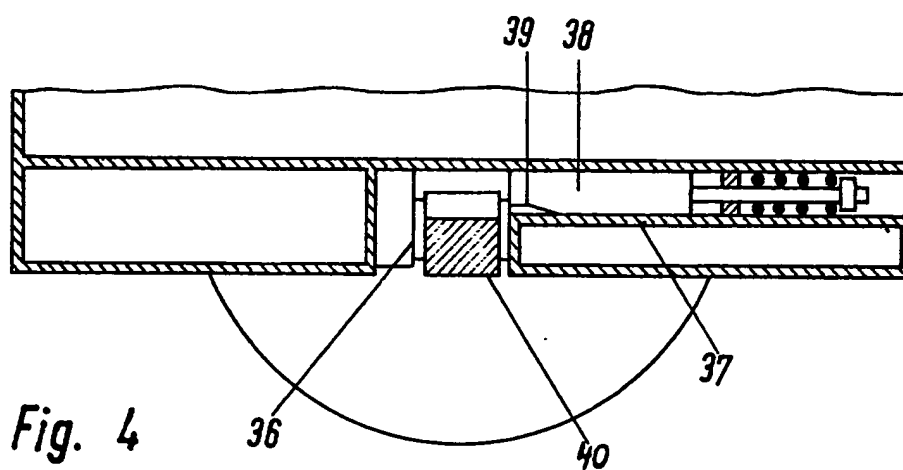


Fig. 4

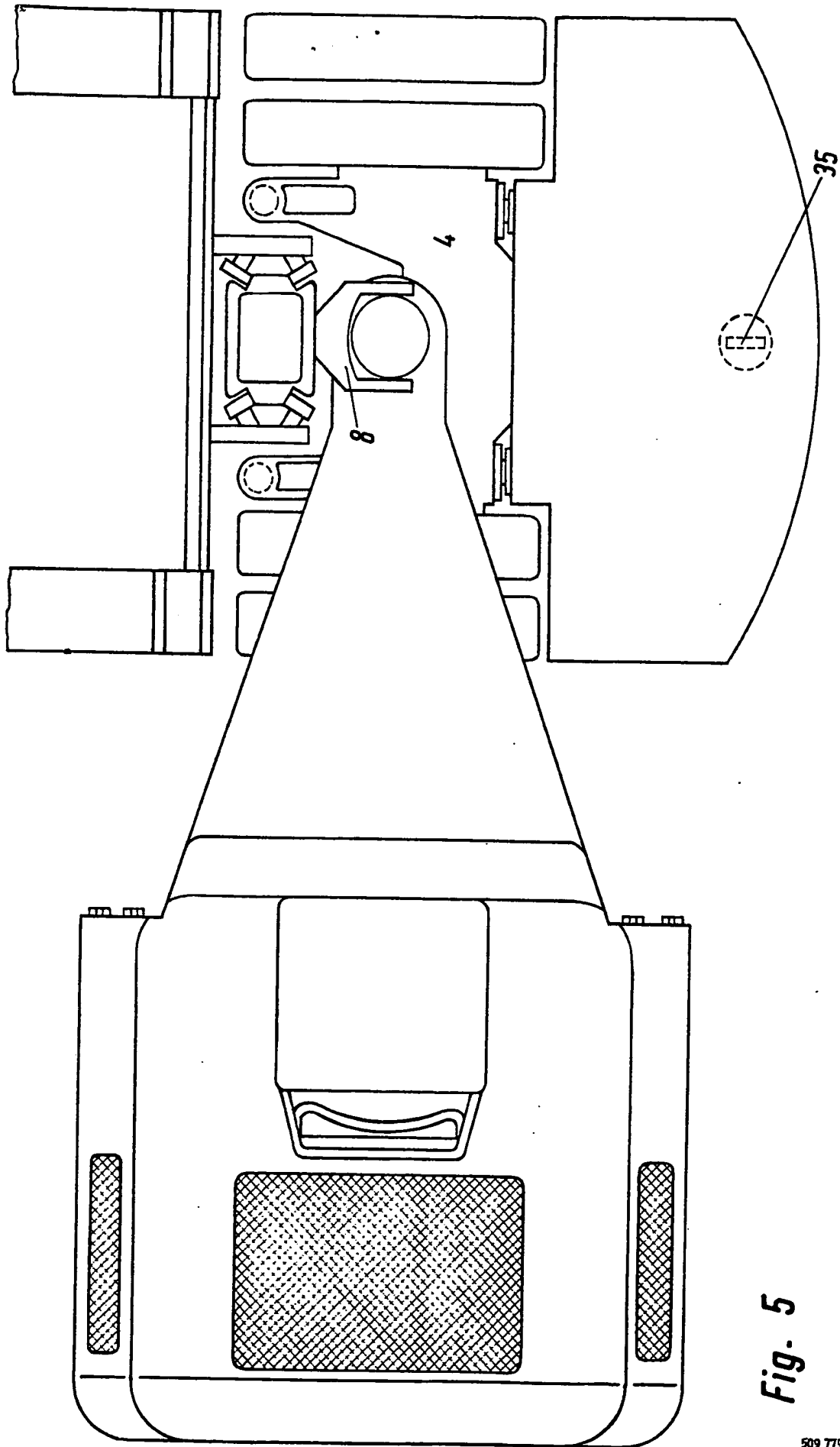


Fig. 5

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.